

공기압축기 소음 저감 기술에 관한 연구

김봉기* · 김재승** · 김현실** · 강현주** · 김상렬*

A Study on the Noise Reduction Technology for Air-Compressor

Bongki Kim · Jaesung Kim** · Hyunsil Kim** · Hyunju Kang** · Sangryul Kim**

ABSTRACT

This paper deals with the noise measurement and evaluation method of a reciprocating air-compressor and its noise reduction. Lead-wrapping techniques are employed to identify the contribution of principal noise sources which are generally known as motor, belts, suction/discharge valves, moving piston, and flow-induced noise which are caused by edges or discontinuities along the flow path e.g. expansions, contractions, junctions and bends. As a result, it can be found that main noise sources of the air-compressor can be categorized by the suction/discharge noise, valve noise, and compressed-air tank noise. Based on the investigations, mufflers are designed to reduce both the suction/discharge noise and the compressed-air tank noise. Instead of the conventional valve plate, engineering plastics are used as a new one for the reduction of valve impact noise. In addition, attempts are made to reduce the valve noise propagation to the cylinder head and the compressor tank by using the insulation casings in the cylinder head. As a result of the countermeasure plans, it can be achieved that the noise reduction of the air-compress is up to 10 dB.

Key Words : 공기압축기, 소음저감, 기여도분석, 소음기

* 구조연구부 음향그룹 선임연구원

** 구조연구부 음향그룹 책임연구원

1. 서 론

장시간 작업장 내에서 거주하는 근로자의 근무환경은 제품의 생산성과 품질에 많은 영향을 주며, 특히 근무자의 신체적 기능을 저하시키는 위협 요소로 인식되고 있다. 최근 작업장 및 주변 환경의 소음 저감은 쾌적한 근무환경을 요구하는 작업자들의 주요 요구로 부각되고 있으며, 이러한 소음의 영향을 평가하고 저감하려는 많은 노력들이 진행되고 있다. 본 연구에서는 냉동공조산업의 핵심기기로서 일반 생산현장 및 각종 업소에 걸쳐 광범위하게 사용되는 공기압축기를 대상으로 하여 소음 원인을 분석/평가하고, 이를 저감하기 위한 기반 기술을 개발하고자 한다.

일반적으로 왕복동식 공기압축기는 실린더 내에 피스톤이 왕복하면서 가스를 압축하기 때문에 마모를 고려한 윤활시스템, 누설 방지를 위한 실링 및 밸브 시스템, 회전 지지를 위한 축과 베어링 시스템 등이 조합되어 있는 매우 복잡한 기계이다. 주요 소음원은 고압/고속의 공기 유동으로부터 발생하는 유체소음과, 밸브소음, 피스톤의 진동 및 마찰에 의한 소음이라 할 수 있으며, 본 연구에서는 왕복동식 공기 압축기의 소음원을 분석/평가하고, 주요 소음을 저감하는 것을 목적으로 한다.

2. 공기압축기 소음의 측정 및 평가

2.1 공기압축기 소음의 측정

본 연구에서 대상으로 하는 공기 압축기는 Fig. 1과 같다. 시험 및 평가 대상으로 하는 공기압축기는 일반 사업장에서 널리 사용되는 7.5마력의 왕복동식 공기압축기로서 최대 압

축압력이 10 kgf/cm^2 이다. 본 압축기는 두개의 피스톤으로 구성되어 있으며 회전주파수는 모터의 경우 1755RPM, 컴프레서는 680RPM 이다.

공기 압축기 소음을 평가하기 위하여 국제적으로 널리 사용되는 ISO 1680/1-1986(E) 및 미 해군 기준(MIL-STD 740-1)을 참고로 하여 Fig. 2와 같이 5개의 측정점을 선정하였다.[1,2]

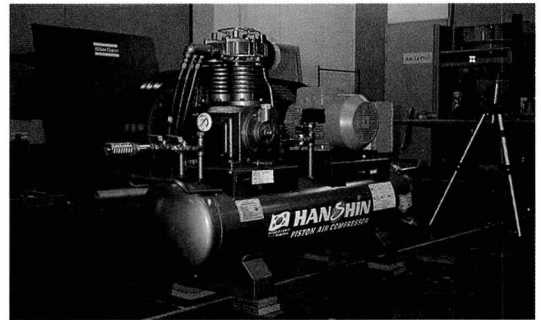


Fig. 1 공기 압축기 모습.

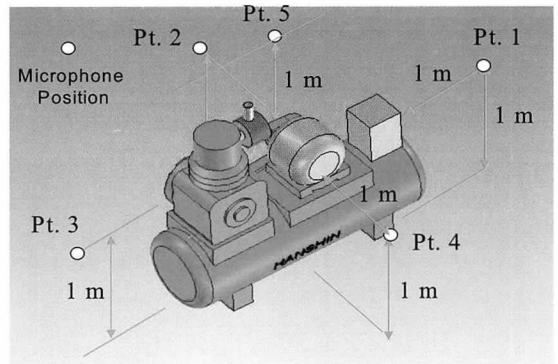


Fig. 2 소음 측정 위치.

정확한 소음레벨의 평가를 위해서는 무향실 (Anechoic Room)을 사용하는 것이 바람직하나 본 시험평가의 목적이 상대적 소음 저감량을 확인하는 것이므로 측정 편의를 위해 Fig. 1

과 같이 일반 사무실 공간에 공기 압축기를 설치한 후 상대적 소음레벨을 평가하였으며, 측정장소로 사용된 사무실의 환경 보정값으로부터 소음원의 자유음장의 음향레벨을 산정할 수 있다.[1] 단, 소음 측정값의 신뢰도를 위해 측정된 공기압축기의 소음레벨이 전 주파수 대역에서 배경소음(Background Noise)보다 10dB 이상 높아야 한다.

측정대상으로 하는 공기압축기의 소음 측정 레벨의 일관성을 위해 몇 개의 공기저장 탱크 내 압축압력에 대하여 Fig. 3과 같이 소음을 측정하였다. 측정결과로부터 압축압력이 증가함에 따라 125, 500Hz 및 4000~10000Hz에서 5dB 이상의 소음 증가량을 확인하였으며, 이후 모든 측정은 가장 소음이 크게 발생하는 압축압력 7 kg/cm² 이상에서 수행되었다.

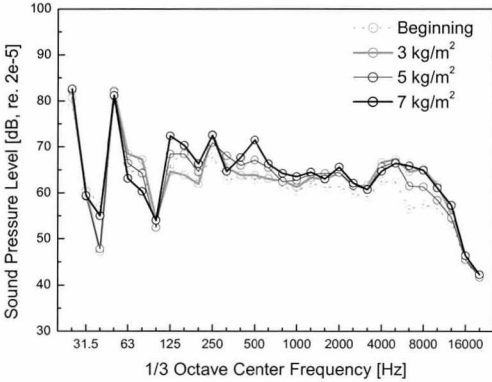


Fig. 3 압축압력에 대한 공기압축기 소음 변화.

2.2 공기압축기 소음원

왕복동식 공기 압축기는 모터에 의해 팬 및 벨트가 구동되며 벨트에 의한 크랭크 축의 회전으로 피스톤이 왕복운동을 하며, 회전 및 왕복 운동과 마찰, 흡배기 밸브의 진동과 압

축 유체의 흐름에 의해 소음과 진동이 발생한다. Fig. 4는 공기압축기 주요 소음원의 개요도를 보여주고 있으며 각각을 소음 원인에 따라 공기기인소음(Air-borne Noise) 및 구조기인 소음(Structure-borne Noise)로 구분하였다.

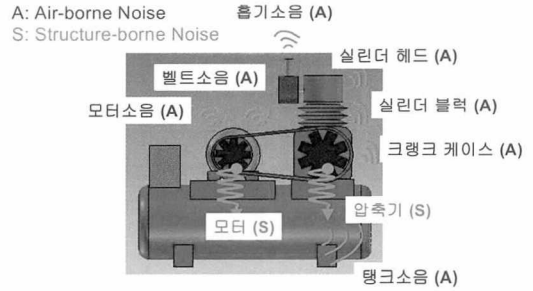


Fig. 4 공기 압축기 소음의 개요도.

Fig. 5는 각 소음의 전달경로를 도시한 것으로 최종적으로 공기압축기 소음은 모터소음, 흡기소음, 압축탱크 방사소음, Fan 소음, 벨트소음 및 압축기 표면의 방사소음 등으로 구별할 수 있다. 이 중 압축탱크의 방사소음은 모터 및 압축기 진동에 의한 구조기인소음과 배기밸브로부터 전달된 압축공기에 의한 유체소음이 원인이라 할 수 있다.

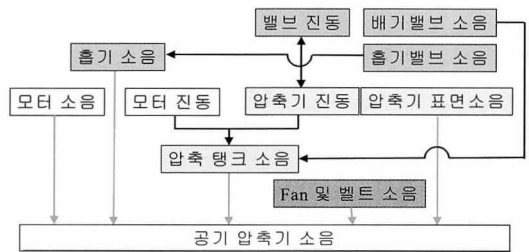


Fig. 5 공기압축기 소음의 전달 경로

2.3 공기압축기 소음의 평가

본 연구에서 대상으로 하는 공기 압축기의

소음을 평가하기 위하여 Lead-Wrapping 방법을 사용하였다. 이 방법은 주요 소음원 부분을 납 차음판 및 흡음재로 감싸 소음 방사를 최소화 한 후, 각 소음원의 차음재를 차례로 제거하면서 소음레벨을 평가하는 방법이다. 만일 각 소음원이 충분히 독립적으로 소음을 방사하고 있다면 일부 제거한 차음재에 의한 소음 증가량은 각 소음원의 기여도라고 할 수 있다.

먼저 흡기소음을 평가하기 위하여 소음 감쇠 특성이 큰 BAM(Big Auxiliary Muffler)을 흡기구에 장착한 후 소음을 측정하였다. Fig. 6과 같이 소음을 측정한 결과 흡기소음은 125~315Hz 영역에서 주로 발생하는 것을 알 수 있으며 BAM을 이용한 토출 소음 측정 결과로부터 이를 확인할 수 있다. 모터와 압축기를 연결하는 벨트를 제거할 경우 모터소음만 측정이 가능하며, 모터 소음에 의한 공기음과 구조기인 소음에 의한 방사소음의 경우 Fig. 7의 결과와 같이 전체적인 공기압축기 소음에 비해 현격히 낮은 값을 갖고 있어 무시할 정도의 수준인 것으로 판단된다.

밸브 소음의 기여도를 분석하기 위하여 압축기 내 배기 및 흡기 밸브를 제거한 후 Fig. 8과 같이 소음을 측정하였다. 결과로부터 밸브를 제거한 후 매우 낮은 소음이 측정되었음을 알 수 있고, 따라서 공기압축기 소음의 대부분은 밸브 운동에 의해 발생하고 있음을 알 수 있다. 특히 밸브가 없을 때의 소음레벨과 모터만 구동했을 때 소음레벨의 차이가 크지 않으므로, 벨트 구동에 의한 크랭크 및 실린더 블럭 등의 진동에 의한 소음 발생이 전체 소음에 대해 차지하는 비중은 매우 작음을 알 수 있다.

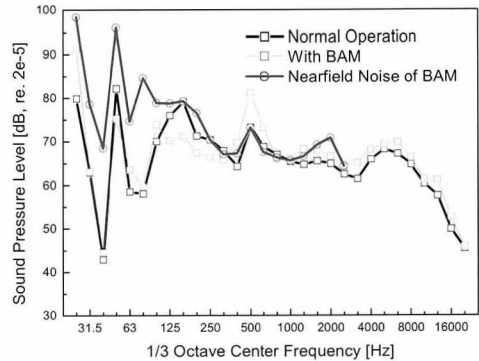


Fig. 6 흡기 소음의 평가 (Pt. 5).

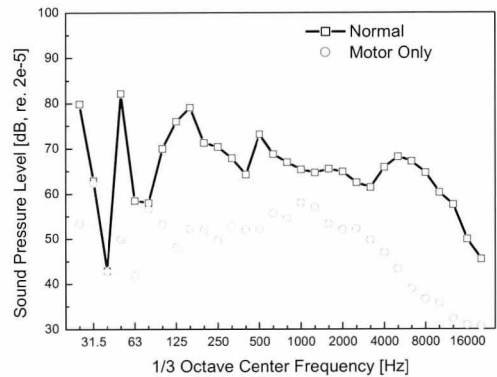


Fig. 7 모터 소음 특성 (Pt. 5).

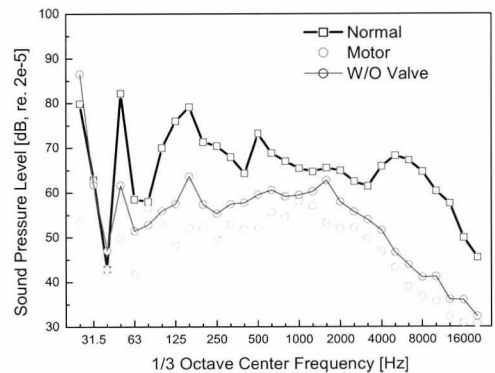


Fig. 8 밸브 소음 특성 (Pt. 5).

공기 압축기 중 가장 큰 소음 방사 면적을 갖는 압축 탱크의 경우 Fig. 9와 같이 납차음판을 이용해 감싸고 기여도 분석시험을 수행하였다. Fig. 10의 결과를 보면 압축탱크에 의한 방사소음은 500~5,000Hz 주파수 대역에 걸쳐 넓게 분포하며, 전체적인 공기압축기 소음이 납차음판을 이용한 Wrapping 시험으로 크게 저감되었다.

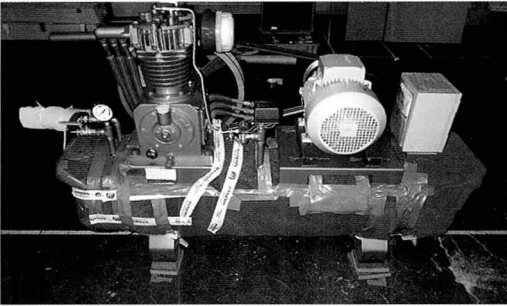


Fig. 9 압축탱크 기여도 분석을 위한 Lead Wrapping 시험.

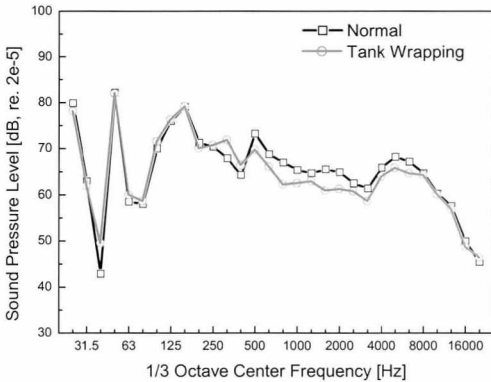


Fig. 10 압축탱크 방사 소음 특성 (Pt. 5).

주요 소음원으로 판단되는 공기압축기의 실린더 헤드, 블럭 및 크랭크 케이스는 Fig. 11과 같이 납차음판을 이용해 이중으로 감싸고 소음원 기여도를 분석하였다. 이 경우 흡기소

음 주파수 분석을 위해 다시 한번 BAM을 이용해 Fig. 12와 같이 흡기소음을 제거한 후 측정하였다. 공기 압축기 및 흡기소음 제거를 통해 약 4dB의 소음을 저감하였으며, 흡기 소음이 포함될 경우 약 1~2 dB정도의 소음이 증가되었다.



Fig. 11 공기 압축기 Lead Wrapping 시험.

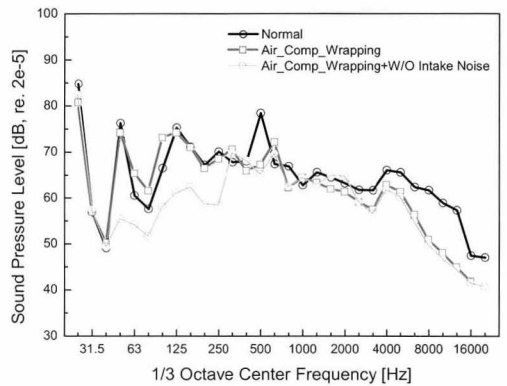


Fig. 12 공기 압축기 Lead Wrapping 후 소음 측정 결과 I (Pt. 3).

2.4 기여도 분석

각 소음원의 Lead Wrapping 시험으로부터 각 소음원에 해당하는 기여도를 분석할 수 있다. 즉, 소음원 A의 Wrapping 전 소음 레벨을 L_{before} , Wrapping 후 소음레벨을 L_{after} 라고

하면 소음원 A에 의한 방사소음 레벨은 다음과 같다.

$$L_A = 10 \log_{10}(10^{L_{before}/10} - 10^{L_{after}/10}) \quad (1)$$

각 소음원에 의한 기여도 레벨을 지금까지의 측정결과를 이용해 산정하면 Fig. 13과 같다. 흡기소음은 100~400Hz의 영역에서 주요 소음원이라 할 수 있으며, 압축탱크에 의한 방사소음은 500~8000Hz의 넓은 주파수 영역에서 그 기여가 있음을 알 수 있다. 밸브 소음은 전체 관심 주파수 영역에 걸쳐 가장 주요한 소음원이며, 실린더 헤드 및 실린더 블럭 소음은 125~300Hz 대역과 4000~8000Hz 대역에서 주요 소음원임을 알 수 있다.

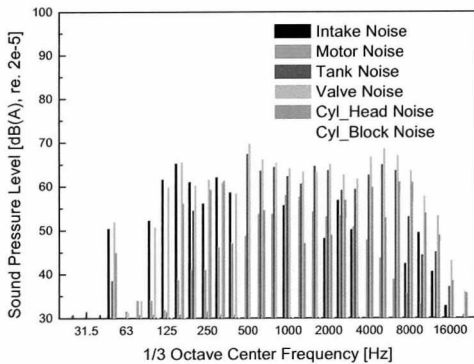


Fig. 13 공기 압축기의 주요 소음원의 기여도 분석 결과.

3. 공기압축기 소음원 대책

3.1 소음기 설계

3.1.1 흡기소음기

흡기소음은 Fig. 14와 같이 400Hz 이하의 소음이 주요 소음원이며 흡기소음을 저감하기

위한 소음기를 설계하였다. 저감하려는 주파수 영역이 400Hz 이하의 저주파수 대역이고, BAM을 이용한 측정결과 흡기필터를 통해 충분히 소음을 저감하지 못했음을 알 수 있으므로, 설계될 소음기는 흡기필터에 비해 충분히 큰 체적을 갖는 소음기가 필요하다고 할 수 있다.[3,4]

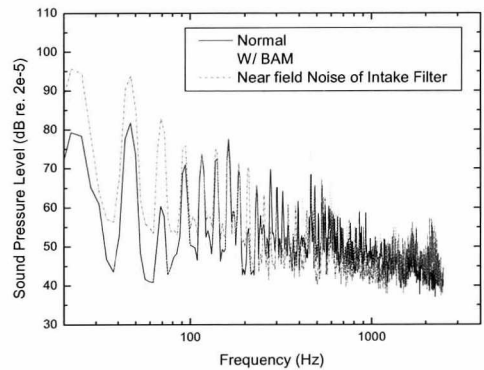


Fig. 14 공기 압축기 흡기소음의 특성.

Fig. 15는 흡기소음 저감을 위해 설계된 소음기를 보여주고 있다. 소음기는 소음 저감량 증가 및 주파수 tuning을 위해 내부 격벽과 관으로 연결되어 있으며, Fig. 16에 소음기의 전달손실을 예측한 후 측정된 전달 손실과 비교하였다.

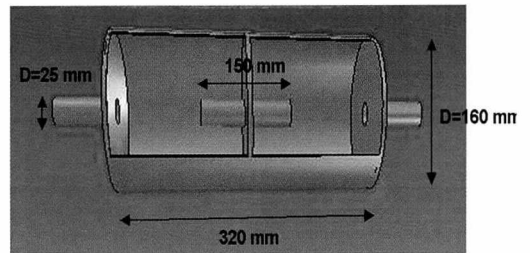


Fig. 15 흡기소음 저감을 위한 소음기 설계 모델.

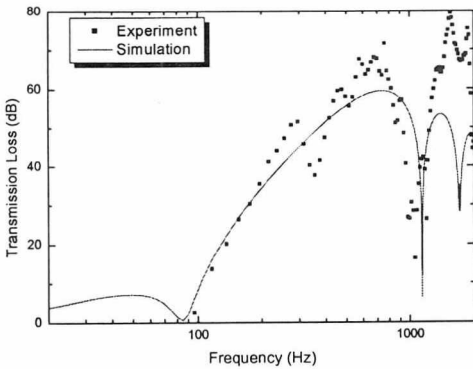


Fig. 16 설계된 소음기의 예측치와 측정된 전달손실 비교.

제작된 소음기는 예측한 바와 같이 100~400Hz 주파수 영역에서 20 dB 이상의 소음 저감 성능을 보이며 그림으로부터 전달 손실의 주파수 특성이 실험결과와 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있다.

3.1.2 배기소음기

실린더 내 압축기 소음, 흡배기 밸브 소음 및 압축공기의 유체 유동소음은 배기밸브에서 전달된 압축공기와 함께 압축 탱크로 유입된다. 따라서, 압축 탱크 소음은 탱크 자체의 음향특성과 함께 다양한 소음원에 의해 발생하고 있으며, 탱크 내 소음이 파이프를 따라 압축기 실린더 헤드 내부로 전달되는 현상도 존재한다. 이로 인해 압축 탱크의 방사 소음기여도는 500Hz~8000Hz에 이르는 광범위한 주파수 영역에 있음을 알 수 있다.

본 연구에서는 탱크 내 유입소음저감을 목적으로 탱크 내 토출구에 배기 소음기를 장착하기 위해 Fig. 17과 같은 형상의 소음기를 설계하였다.

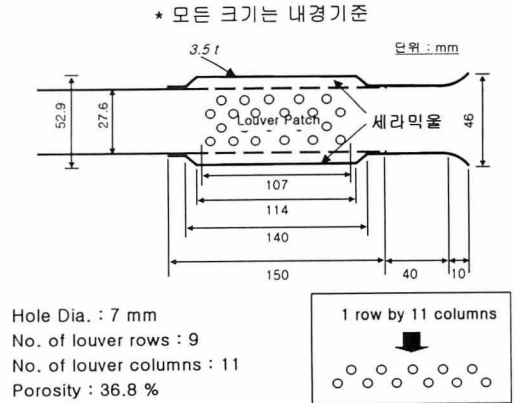


Fig. 17 탱크 내 토출소음 저감을 위한 소음기 설계 모델.

배기 소음기 설계의 목표는 1600~3500Hz 대역의 소음저감이며 이를 위해 고주파수 영역의 소음저감에 뛰어난 흡음재로서 세라믹울을 사용하였다. 또한, 유체 유동소음저감을 목적으로 Fig. 17과 같이 토출구 끝단을 부드러운 곡면으로 처리해 빠른 압축공기 이동으로 인한 유동소음 발생을 줄이고자 하였다. Fig. 18은 예측된 소음기의 소음저감 성능이며, Fig. 19는 측정을 위해 제작된 배기 소음기를 보여주고 있다.

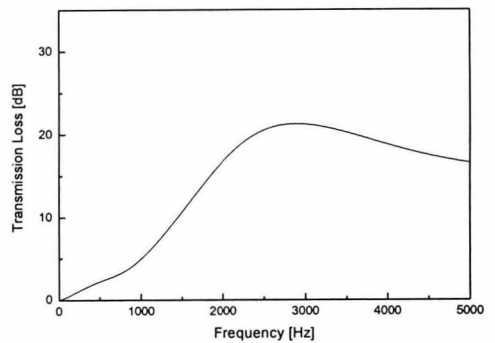


Fig. 18 설계된 소음기의 전달 손실 예측값.

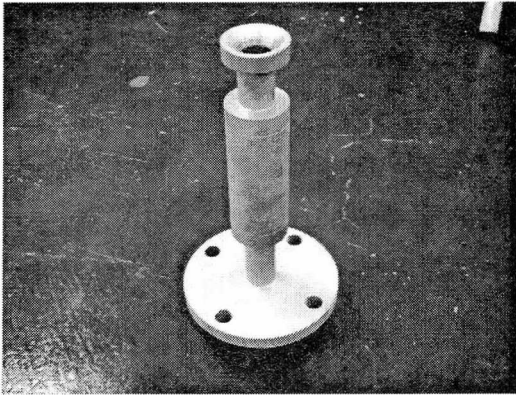


Fig. 19 제작된 Prototype 토출 소음기 형상.

3.2 탱크 삽입 Nozzle 위치 변경

압축탱크 내부로 유입된 공기에 의한 유동 소음과 실린더 헤드로부터 전달된 밸브 소음 등은 압축탱크 내부 음향공명에 의해 탱크 내부 소음이 크게 증가할 수 있다. 따라서, 기존 탱크 삽입 노즐이 탱크의 길이방향 중심에 설치되어 있으므로 공기가 유입되는 중심지점에 음향모드의 입자속도(Particle Velocity)가 Fig. 20 과 같이 최대인 첫 번째와 세 번째 음향모드가 발생하는 주파수에서 큰 소음이 발생할 수 있다.

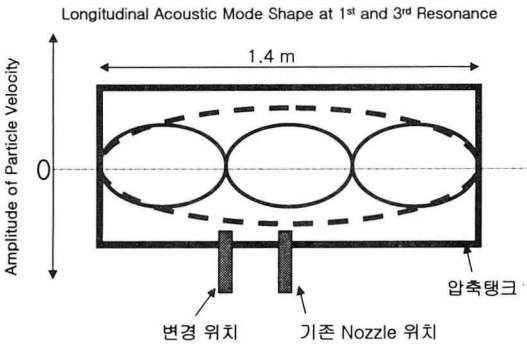


Fig. 20 탱크 내 음향모드 형상.

압축탱크 내 유입되는 공기의 온도가 대략 90°C ~100°C 인 점을 고려하면 탱크 내 길이 방향의 첫 번째와 세 번째 음향모드는 각각 143Hz와 430Hz이다. 따라서, 그림과 같이 음향모드의 입자속도가 최대인 점을 회피하기 위해 탱크 삽입 노즐 위치를 변경하였으며, 이로부터 공기압축기 소음저감을 시도 하였다.

3.3 일체형 방진 베드

공기압축기 및 모터로부터의 구조기인 소음 전달에 의한 압축탱크 소음 저감을 위해 Fig. 21과 같이 일체형 방진베드를 제작하였다. 방진베드 하단에 설치되는 마운트의 특성은 마운트 하단으로 전달되는 구조기인 소음 전달에 매우 중요한 영향을 미치며, 공기압축기의 작동 주파수가 마운트의 강성과 마운트 상부 질량에 의해 결정되는 공진 주파수보다 충분히 높아야한다. 즉, 일반적으로

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{nk}{W}} < \frac{1}{3} f_s \quad (2)$$

이며, 여기서 n 은 마운트 갯수, k 는 마운트의 강성, W 는 마운트 상부 질량, f_s 는 공기압축기 작동 주파수를 의미한다. 충분한 전달 손실을 얻기 위해서는 마운트 상부질량을 견딜 수 있는 범위 내에서 시스템 공진 주파수보다 작동 주파수가 충분히 크도록 설계하는 것이 바람직함을 알 수 있다. 본 연구에서는 베드를 포함한 상부질량이 140kg인 점을 고려하여 마운트 4개를 (제작사 : RMS Technology) 이용해 공진주파수를 6Hz로 튜닝하였으며, 4개의 마운트 설치 중심이 베드 상부 질량의 중심과 일치되도록 설치하였다.

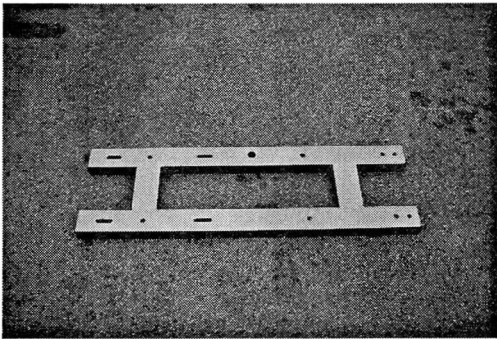


Fig. 21 설계된 방진 베드 프레임 형상.

3.4 밸브 소음 저감 대책

본 연구에서 대상으로 하는 공기압축기의 기본 작동 과정은 실린더 내부 피스톤의 왕복 운동에 의해 열린 흡기밸브를 통해 흡입구로 들어온 공기가 피스톤에 의해 압축되어 배기 밸브 Plate가 열리면서 탱크 내부로 압축공기가 전달된다. 이 과정에서 흡배기 밸브 Plate의 충격음, 밸브의 자체 진동에 의한 압력 변동, 공기의 유동 소음 등이 발생하며, 이때 실린더 헤드, 실린더 블럭 등을 통해 외부로 소음이 전달되고, 일부는 파이프를 따라 압축탱크로 전달된다. Fig. 22는 흡기 및 배기밸브의 내부구조를 보여주고 있으며 현재 밸브 Plate로서 Steel 계통의 소재를 사용하고 있다.

흡배기 밸브의 충격 소음 및 밸브진동 저감을 위해서는 밸브 Plate의 댐핑 증가가 필요하며, 본 연구에서는 Steel 계통에 비해 가볍고 댐핑이 큰 Engineering Plastic을 밸브 Plate 대체소재로서 사용하였다. Fig. 23은 Engineering Plastic을 장착한 흡기밸브와 Engineering Plastic으로 제작한 밸브 Plate 형상을 보여주고 있다.

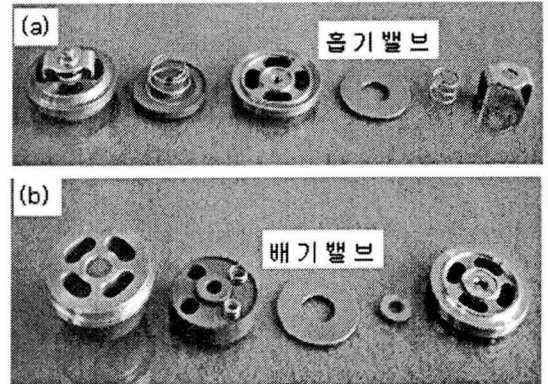


Fig. 22 흡배기 밸브의 내부 구조 (a) 흡기밸브, (b) 배기밸브.

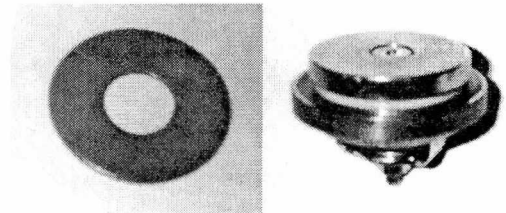


Fig. 23 Engineering Plastic을 사용한 흡기밸브 Plate 및 흡기밸브.

흡배기 밸브의 소음 저감 대책으로 밸브에서 발생한 소음의 차폐를 목적으로 Fig.24와 같은 흡배기 밸브 방음장치를 제작하였다. 흡배기 방음장치는 밸브 Plate의 충격음 및 유체 유동압력이 직접적으로 실린더 헤드 내부 벽과 토출파이프로 전달되는 것을 최소화하기 위해 이중의 방음 case로 제작하였다. 공기는 첫 번째 방음 case의 상부에 있는 네 개의 구멍으로 통과하여 두 번째 방음 case의 측면에 있는 네 개의 구멍으로 이동하도록 설계되었다.

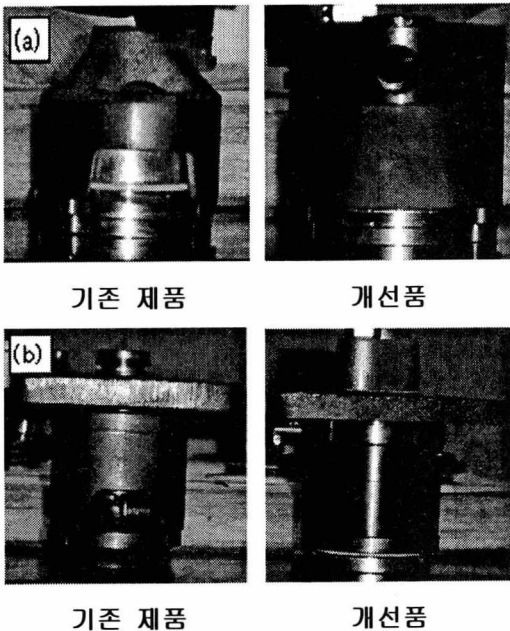


Fig. 24 흡배기 밸브 방음장치 (a) 흡기밸브, (b) 배기밸브.

4. 소음 대책안 적용 시험

Table 1과 같이 소음 대책안 부품을 순차적으로 적용시키며 소음저감 효과를 확인하였다. 소음 대책안 적용 후 소음 감소가 뚜렷할 경우 다음 소음 감소 대책안 적용 시 장착 상태에서 시험을 수행하였으며, 본 연구를 통해 가능한 최대 소음 저감 방안과 그 레벨을 확인하고자 하였다. 주파수별 소음감소 레벨은 5개의 측정점 중 소음이 가장 크고, 소음방사 특성을 대표하는 pt. 2에 대하여 비교 분석하였다. 토출구 소음기를 장착한 경우에 대하여 Fig. 25에 주파수별 소음저감 효과를 도시하였다. 토출구 내 유동소음으로 판단되는 630Hz를 포함하여 1000~3150Hz의 소음저감 효과를 모든 측정점에서 확인할 수 있다. 소음저감 성능이 뛰어난 토출구 소음기 장착 상태에서 토출구 위치를 압축탱크의 중심에서 측면으로

이동하였으며, Fig. 25의 결과로부터 400~500Hz 대역의 소음을 저감할 수 있었다.

밸브 Plate를 Engineering Plastic으로 변경한 경우 배기밸브는 315~630Hz 및 3150~5000Hz 소음저감 효과를 나타내고 있다.(Fig. 26 참조) 반면 흡기밸브에 Engineering Plastic을 사용한 경우 2500Hz 이상의 주파수 영역에서 매우 큰 소음저감 효과를 볼 수 있었다. 흡배기 밸브 방음장치의 경우(Fig. 27), 흡기 방음장치는 100~400Hz 및 4000Hz 이상의 고주파수 영역에서 소음 저감효과를 나타냈으며, 배기 방음장치는 315~500Hz 대역의 소음을 저감하고 있음을 확인할 수 있다.

일체형 방진베드의 경우 압축기 및 모터의 진동에 의한 구조기인 소음이 압축탱크로 전달되는 것을 차단하며, Fig. 28과 같이 압축탱크의 소음 기여도에 해당하는 넓은 주파수 영역에서 소음 감소 효과를 확인하였다. 흡기 소음기의 경우 설계목표에서 제시한 400Hz 이하의 주파수 영역에서 소음저감 효과를 보이고 있다.(Fig. 29 참조)

Table 1. 소음 감소 안 적용 시험 시 채택된 소음저감 대책 부품

Test ID	Base	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
토출구 소음기 장착	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
탱크내 토출구 위치변경	-	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0
배기밸브 EP 적용	-	-	-	0	0	-	-	0	0	0	0
흡기밸브 EP 적용	-	-	-	-	0	-	-	0	0	0	0
배기밸브 방음장치 설치	-	-	-	-	-	0	0	-	0	0	0
흡기밸브 방음장치 설치	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0	0
흡기구 소음기	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0	0
일체형 방진 베드 설치	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	0

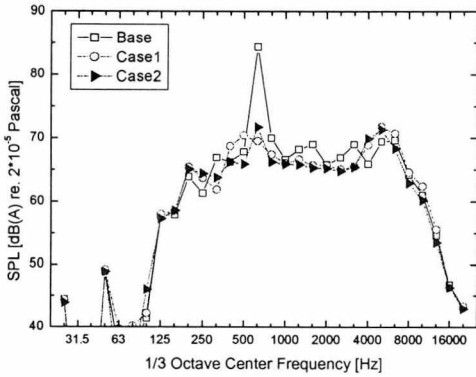


Fig. 25 토출구 소음기 장착 효과.

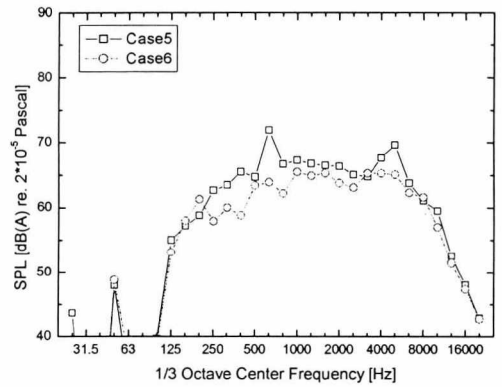


Fig. 28 방진베드 효과.

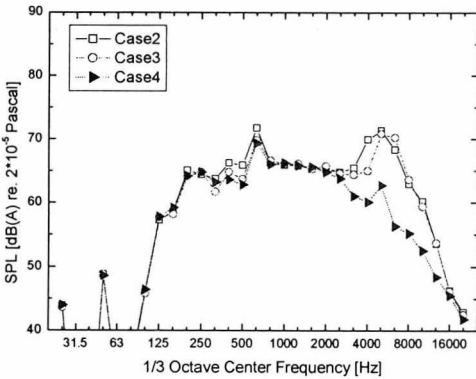


Fig. 26 흡배기 밸브 Engineering Plastic 효과.

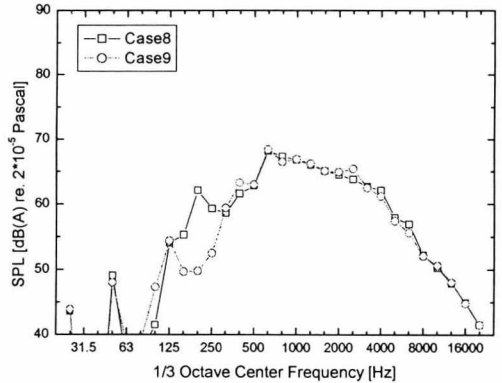


Fig. 29 흡기 소음기 효과.

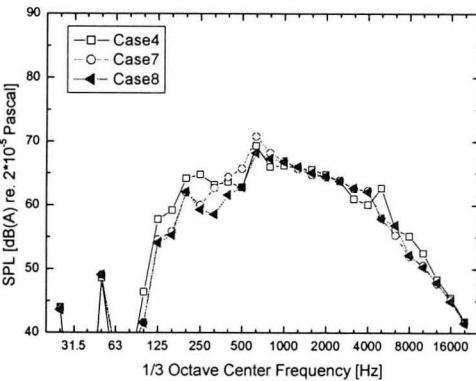


Fig. 27 흡배기 방음 case 효과.

최종적으로 Fig. 30에 효과가 우수한 모든 소음 대책안들을 종합하여 초기 공기압축기 소음과 비교하였으며, 결과로부터 공기압축기 소음이 발생하는 전 주파수 영역에서 큰 소음 저감 효과가 나타남을 알 수 있다. 참고로 각 시험별 소음레벨을 그림 3.31에 나타내었다. 최종 대책안 적용 결과 Pt.1은 79.6dB(A)에서 72.7dB(A)로 약 7dB의 소음저감 효과를, Pt.2는 84.7dB(A)에서 74.6dB(A)로 약 10dB의 소음저감 효과를, Pt.3은 79.7dB(A)에서 72.9dB(A)로 약 7dB의 소음저감 효과를, Pt.4는 81.6dB(A)

에서 74.3dB(A)로 약 7dB의 소음저감 효과를, Pt.5는 82.6dB(A)에서 75.0dB(A)로 약 7.5dB의 소음저감 효과를 얻을 수 있었다.

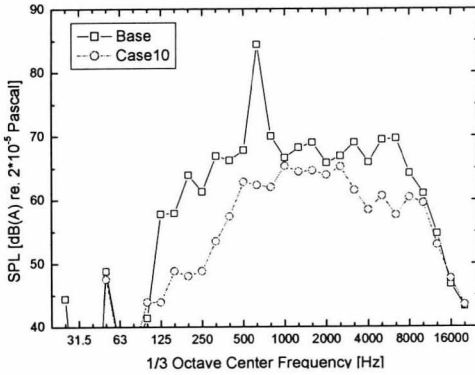


Fig. 30 공기 압축기 소음 대책안 최종 결과.

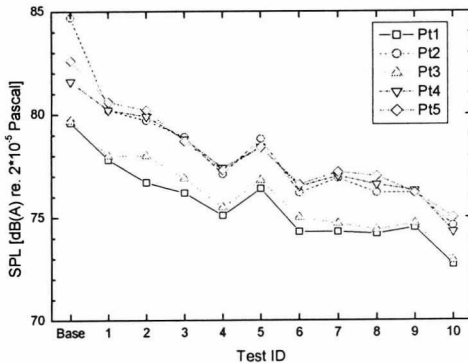


Fig. 31 공기압축기 소음 대책안 적용에 따른 소음 변화.

5. 결 론

공기 압축기 소음의 주요 원인 및 분석을 위해 Lead Wrapping 방법을 이용한 기여도 분석 시험을 수행하였다. 측정된 결과로부터 주요 소음원의 기여도 분석을 수행하고 각 소음원의 주파수 특성을 분석하였다. 또한 공기 압축기 진동 측정을 통해 구조기인 소음의 전

달 경로를 분석하고 밸브 작동에 의한 압축기 진동이 압축탱크로 크게 전달되고 있음을 확인하였다.

측정결과로부터 공기 압축기의 주요 소음원은 밸브 작동에 의한 밸브소음과 흡기구를 통한 방사소음, 압축탱크에 의한 방사소음을 알 수 있었으며, 이로부터 흡기소음 대책, 압축탱크소음 대책, 밸브소음 대책안을 수립하였다.

흡기소음 대책으로는 100~400Hz 대역의 소음 저감을 위해 흡기 소음기를 설계/제작하였다. 압축탱크 소음의 경우, 모터 및 압축기로부터 전달되는 구조기인 소음과 토출파이프를 통한 탱크 내 전달 공기음이 주요 소음원인 것으로 판단되었다. 따라서, 구조기인 소음에 의한 압축탱크의 방사소음을 저감하기 위하여 일체형 방진베드를 설계/제작하였으며, 토출파이프를 통해 전달되는 압축기 소음을 저감하기 위하여 토출구 소음기를 설계/제작하였다. 밸브소음 대책안의 경우 기존에 사용하던 Steel 계통의 밸브 Plate를 가볍고 댐핑이 큰 Engineering Plastic으로 대체하여 밸브 충격음 저감을 시도하였으며, 흡배기 밸브에 방음장치를 설계/장착하여 실린더 헤드 및 토출파이프로 전달되는 밸브소음을 저감하고자 하였다.

측정결과로부터 흡기소음, 압축탱크 소음 및 밸브소음을 각 대책 안에 따라 효과적으로 줄일 수 있었으며, 모든 주요 대책 안을 공기 압축기에 적용한 결과 최대 10dB의 소음 저감효과를 확인할 수 있었다.

참고문헌

1. ISO 1680/1-1986, "Acoustics-test code for the measurement of airborne noise

emitted by rotating electrical machinery
-Part 1: Engineering method for free-field
conditions over a reflecting plane."

2. MIL-STD-740-1(SH)-1986, "Airborne sound measurements and acceptance criteria of shipboard equipment."
3. Leo L. Beranek, *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill, 1971.
4. M. L. Munjal, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, John Wiley & Sons, Inc., 1987.